

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-238926

(43)Date of publication of application : 12.09.1995

(51)Int.Cl.

F16C 19/56  
F16C 19/18

(21)Application number : 06-029403

(71)Applicant : NIPPON SEIKO KK

(22)Date of filing : 28.02.1994

(72)Inventor : TAKANO SUSUMU

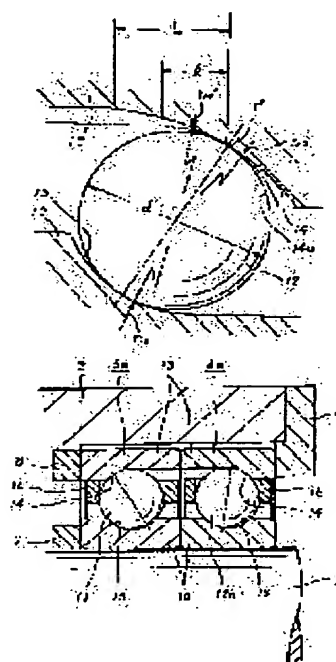
## (54) BALL BEARING DEVICE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To improve durability by supporting an axial load by the first ball bearing which is larger than a second ball bearing and whose contact angle direction is different from the second ball bearing, providing plus space by face assembly in a bearing, and specifying the outer wheel of the second ball bearing, the cross sectional curvature radius of an inner wheel track, and ball outer diameter.

CONSTITUTION: A ball bearing device is provided with first and second ball bearings 5a, 6a of an angular, which is provided between a shaft 2 outer circumferential surface and a housing 3 inner circumferential surface, and whose contact angle directions are different from each other, and an axial load applied from an outside to constant direction is supported between the shaft 2 and the housing 3 at the time of using by the first ball bearing 5a having the contact angle larger than that of the second ball bearing 6a. Relation of the cross sectional curvature radius  $r_{e2}$  of the outer wheel track

14 of the second ball bearing 6a, the cross sectional curvature radius  $r_{i2}$  of an inner wheel track 15, and the outer diameter ( $d$ ) of a ball 12 is set to  $0.53d \leq r_{e2} \leq 0.56d$ ,  $0.505d \leq r_{i2} \leq 0.52d$ . It is thus possible to ensure the load capacity of the first ball bearing 5a, an reduce axial direction component force applied on the second ball bearing 6a. Therefore, it is possible to reduce contact surface pressure between the balls 11, 12 of the ball bearings 5a, 6a and the outer wheel and inner wheel tracks 14, 15 so as to prevent reduction of the life.





## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 軸の外周面とハウジングの内周面との間に設けられた、それぞれがアンギュラ型であり、接触角の方向が互いに異なる第一、第二の玉軸受を備え、使用時に上記軸とハウジングとの間に外部からほぼ一定方向に加わるアキシャル荷重を、第二の玉軸受の接触角に比べて大きな接触角を有する第一の玉軸受により支承する玉軸受装置に於いて、

上記第一、第二の玉軸受は正面組み合わせで配列されて、それぞれプラスの隙間を持っており、

上記第二の玉軸受の外輪軌道の断面形状の曲率半径を  $r_{a2}$  とし、この第二の玉軸受を構成する玉の外径を  $d$  とした場合に、

$0.53d \leq r_{a2} \leq 0.56d$  を満たし、

上記第二の玉軸受の内輪軌道の断面形状の曲率半径を  $r_{i2}$  とし、この第二の玉軸受を構成する玉の外径を  $d$  とした場合に、

$0.505d \leq r_{i2} \leq 0.52d$  を満たす事を特徴とする玉軸受装置。

【請求項 2】 第一の玉軸受の外輪軌道の断面形状の曲率半径を  $r_{a1}$  とし、この第一の玉軸受を構成する玉の外径を  $d'$  とした場合に、

$0.505d' \leq r_{a1} \leq 0.53d'$  を満たし、

上記第一の玉軸受の内輪軌道の断面形状の曲率半径を  $r_{i1}$  とし、この第一の玉軸受を構成する玉の外径を  $d'$  とした場合に、

$0.505d' \leq r_{i1} \leq 0.52d'$  を満たし、

更に、

$r_{a1} + r_{i1} \geq 1.03d'$  を満たす請求項 1 に記載した玉軸受装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 この発明に係る玉軸受装置は、スクリーコンプレッサの回転軸を回転自在に支持する為に利用する。

## 【0002】

【従来の技術】 スクリューコンプレッサの回転軸等、高速で回転する軸を支承する為、図 1 に示す様な玉軸受装置が、従来から使用されている。この玉軸受装置は、スクリーコンプレッサを構成するロータ 1 を固定した回転軸 2 の外周面と、ハウジング 3 の内周面との間に設けられる。尚、図 1 で 4 は、ラジアル方向の荷重  $F_r$  を支承する為のころ軸受である。

【0003】 本発明の対象である玉軸受装置は、上記回転軸 2 の軸方向（図 1 の左右方向）に互るアキシャル荷重  $F_a$  を支承する為のもので、それぞれがアンギュラ型である第一、第二の玉軸受 5、6 を組み合わせる事で構成される。これら第一、第二の玉軸受 5、6 の接触角  $\alpha$ （後述する図 2 参照）の方向は、互いに逆方向で、且つ互いの正面同士を対向させる正面組み合わせ（以下『D

F』とする。）としている。この為、上記回転軸 2 が図 1 の左方に変位しようとする時は、同図で左方の第一の玉軸受 5 がアキシャル荷重を支承し、同じく右方に変位しようとする時は、右方の第二の玉軸受 6 がアキシャル荷重を支承して、回転軸 2 及びロータ 1 が、ハウジング 3 に対し変位する事を防止する。

【0004】 尚、アンギュラ型の玉軸受を 1 対組み合わせる事で何れの方向のアキシャル荷重も支承できる様に、図 1 に示した構造とは逆に、第一、第二の玉軸受の背面同士を対向させて組み合わせる、所謂背面組み合わせがある。しかしながら、このような背面組み合わせの構造を採用した場合には、上記第一、第二の玉軸受の内輪側の作用点の間隔が大きくなって、回転軸が傾斜する事に対する曲げ剛性が大きくなる。従って、スクリーコンプレッサの回転軸 2 の様に、傾斜が比較的大きくなる部材の支持に上記背面組み合わせを使用すると、上記作用点部分に過大な面圧が作用し易くなる。過大な面圧は、異常発熱や玉の転動面並びに軌道面の疲れ寿命が低下する原因となる為、好ましくない。従って、本発明の対象となる玉軸受装置は、図 1 に示す様な DF である。

【0005】 又、本発明の対象となる玉軸受装置は、第一、第二の玉軸受 5、6 を構成する玉 11、12 の転動面と、内輪 10、10 外周面の内輪軌道 15、15、外輪 13、13 内周面の外輪軌道 14、14 との間にプラス隙間（実際に存在する隙間）を残した状態で運転されるものである。この理由は、やはり発熱や剥離寿命の低下を防止する為である。本発明の対象となる玉軸受装置が組み込まれるスクリーコンプレッサは、超高速（例えば  $d \cdot n$  が 70 万～200 万  $\text{mm} \cdot \text{rpm}$ ）で回転する。この為、上記各玉 11、12 に予圧付与を行ない、所謂マイナスの隙間を持った第一、第二の玉軸受 5、6 を使用した場合には、予圧に基づいてこれら第一、第二の玉軸受 5、6 の内部荷重が増加し、やはり異常発熱や疲れ寿命の低下の原因となる。

【0006】 従って、本発明の対象となる玉軸受装置は、それぞれがプラス隙間を持ったアンギュラ型の第一、第二の玉軸受 5、6 を、DF で使用する。又、この玉軸受装置により支持される回転軸 2 には、上記スクリーコンプレッサの使用時に、前記ロータ 1 の回転に伴ってほぼ一定方向（図 1 では右から左方向へ）のアキシャル荷重  $F_a$  が加わる。これは、ロータ 1 に加わる圧力の方向が決まっている為である。尚、図 1 で 7、8 は間座、9 は抑え金である。

【0007】 ところで、上述の様に、それぞれがアンギュラ型である第一、第二の玉軸受 5、6 を DF で組み合わせる玉軸受装置は、回転軸 2 が高速で回転した場合には、必ずしも十分な軸受寿命を得られない。この様に高速回転に伴って軸受寿命が低下する原因に就いて、図 2 により説明する。

【0008】図2は、高速回転で生じる遠心力に基づいて、第一、第二の玉軸受5、6に加わる力を説明する為の図である。上記回転軸2（図1）を高速で回転させた場合、第一、第二の玉軸受5、6を構成する玉11、12に遠心力 $F_{c1}$ が加わる。そして、これら第一、第二の玉軸受5、6を構成する玉11、12は、この遠心力 $F_{c1}$ に基づいて外輪軌道14、14に、 $Q_{in1}$ の力で、接触角 $\alpha$ 方向から押し付けられる。そして、これら第一、第二の玉軸受5、6を構成する玉11、12は、この力 $Q_{in1}$ のアキシャル方向の分力 $F_{ain1}$ で各外輪軌道14、14に、アキシャル方向に互り押し付けられる。

【0009】そして、この分力により $F_{ain1} + F_{ain1}$ に相当する内部アキシャル荷重が、互いに直列に組み合わせられた第一、第二の玉軸受5、6内で発生し、上記外輪軌道14、14と玉11、12との接触面圧を増大させて、これら第一、第二の玉軸受5、6の疲れ寿命を低下させてしまう。尚、高速回転時に於ける玉の遠心力を考慮した玉軸受の疲れ寿命の計算は、1952年7月発行のTrans. ASME中に記載された論文である『The Life of High-Speed Ball Bearings』に示された理論に基づいて行える。

【0010】上述の様な原因による寿命低下を防止すべく、第一、第二の玉軸受5、6を構成する玉11、12を、軽量のセラミック材により造ったり、或は玉11、12として小径のものを使用し、遠心力 $F_{c1}$ を小さくする試みもなされている。更には、上記第一、第二の玉軸受5、6の接触角 $\alpha$ を何れも小さくする事で、上記遠心力 $F_{c1}$ に基づくアキシャル方向の分力 $F_{ain1}$ を小さくする試みも行なわれている。

【0011】ところが、玉11、12を、縦弾性係数の大きなセラミック材により造ると、特に外部荷重（例えば上記アキシャル荷重 $F_r$ ）を支承する側の第一の玉軸受5に於いて、外輪軌道14と玉11との接触面圧が、軸受鋼製の玉を使用した場合よりも増大する。この結果、第一の玉軸受5の疲れ寿命が低下し、第一、第二の玉軸受5、6を組み合わせる玉軸受装置全体の疲れ寿命が低下してしまう。又、玉11、12として小径のものを使用したり接触角 $\alpha$ を小さくすると、第一、第二の玉軸受5、6のアキシャル方向の負荷容量（基本動定格荷重）が小さくなり、やはり疲れ寿命が低下してしまう。

【0012】この様な遠心力に基づく内部アキシャル荷重を低減し、上記第一、第二の玉軸受5、6の疲れ寿命を延長すべく、特開平5-248431号公報、同5-280482号公報には、図3～4に示す様な玉軸受装置が記載されている。この玉軸受装置の場合には、使用時に外部から回転軸2に加わるアキシャル荷重 $F_r$ を支承する負荷側（図3～4の左側）に設けられた、第一の玉軸受5aの接触角 $\alpha_1$ よりも、使用時に上記アキシャル荷重 $F_r$ を支承しない反負荷側（図3～4の右側）に

設けられた第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ を小さく（ $\alpha_2 < \alpha_1$ ）している。

【0013】上述の様に、第一の玉軸受5aの接触角 $\alpha_1$ を第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ よりも大きくする事で、上記第一の玉軸受5aの負荷容量を十分に確保できる。この場合に於いて、上記接触角 $\alpha_1$ を、前記従来から一般的に知られた玉軸受装置に組み込まれた第一、第二の玉軸受5、6の接触角 $\alpha$ と同じ（ $\alpha = \alpha_1$ ）とすれば、遠心力に基づいてこの第一の玉軸受5aに作用するアキシャル方向分力は、 $F_{ain1}$ となる。又、第二の玉軸受6aに加わるアキシャル方向分力は $F_{ain2}$ となる。この場合に於いて、この第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ は、上記第一の玉軸受5aの接触角 $\alpha_1$ よりも小さい。この為、上記第二の玉軸受6aに加わるアキシャル方向分力 $F_{ain2}$ は、前記従来装置の第二の玉軸受6に作用するアキシャル方向分力 $F_{ain1}$ よりも小さく（ $F_{ain2} < F_{ain1}$ ）なる。この結果、第一、第二の玉軸受5a、6aを組み合わせる玉軸受装置に発生する、遠心力に基づく内部アキシャル荷重は、 $F_{ain1} + F_{ain2}$ となり、前記従来装置に生じる内部アキシャル荷重 $F_{ain1} + F_{ain1}$ よりも小さくなる。

【0014】この為、上記第一、第二の玉軸受5a、6aを構成する玉11、12と外輪軌道14、14との接触面圧が低下する。そして、第一、第二の玉軸受5a、6aの転がり疲れ寿命の低下が抑えられ、これら第一、第二の玉軸受5a、6aを組み合わせる玉軸受装置の寿命低下を抑える事ができる。接触角 $\alpha_2$ を小さくした第二の玉軸受6aのアキシャル方向の負荷容量は小さくなるが、この第二の玉軸受6aは稀に加わる軽荷重を支承する、一種のバックアップ軸受としての機能しか持たないので、負荷容量の減少は特に問題とはならない。

【0015】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上述の様な各公報に記載された玉軸受装置の場合、反負荷側の第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ を小さくした事に伴い、この第二の玉軸受6aの耐久性が不足しがちになる。この様に、小さな接触角 $\alpha_2$ を有する第二の玉軸受6aの耐久性が不足する理由は次の通りである。

【0016】前述した通り本発明の対象となる玉軸受装置を構成する第一、第二の玉軸受5a、6aは、プラス隙間を持っている。そして、スクリュウコンプレッサの運転時に反負荷側の第二の玉軸受6aには、アキシャル荷重が殆ど加わらない（ラジアル荷重もころ軸受4により支持されるので殆ど加わらない）。従って、この第二の玉軸受6aを構成する玉12は、遠心力 $F_{c2}$ （図4）に基づいて直径方向外方に変位する傾向となり、図5に示す様に、各玉12が外輪13内周面の外輪軌道14の大径側端部（図5の左端部）に移動する。又、この状態では、回転軸2（図3参照）から上記第一の玉軸受5aの内輪10に加わるアキシャル荷重 $F_r$ （図4）によ

り、内輪 10 外周面の内輪軌道 15 が、上記玉 12 から遠ざかる傾向となる。

【0017】この結果、図 5 に示す様に、上記各玉 12 と外輪軌道 14 との接触角が 0 度になり、しかも各玉 12 の転動面と上記内輪軌道 15 とが離れる傾向となる。この状態では、上記各玉 12 が転動しにくい為、各玉 12 の転動面と上記内輪軌道 15 との接触部に滑りが生じる。そして、この滑りにより接触部が摩耗し、上記第二の玉軸受 6a が早期に破損する。この為、図 3～4 に示す様に反負荷側の第二の玉軸受 6a の接触角  $\alpha_2$  を小さくした構造を採用した場合には、上記滑りに基づく早期破損を防止する為、この第二の玉軸受 6a、並びにこの第二の玉軸受 6a と組み合わせられた負荷側の第一の玉軸受 5a にも予圧を付与した状態（マイナス隙間を持たせた状態）で使用せざるを得なかった。

【0018】ところが、この様に第一、第二の玉軸受 5a、6a に予圧を付与した状態で、スクリュコンプレッサの回転軸 2 を支持すると、予圧に基づいてこれら第一、第二の玉軸受 5a、6a の内部荷重が増加し、異常発熱や疲れ寿命の低下の原因となる事は、前述の通りである。本発明の玉軸受装置は、上述の様な事情に鑑みて発明したものである。

【0019】尚、前述の論文『The Life of High-Speed Ball Bearings』に示された理論は、本明細書中に記載した計算寿命を求める場合の基礎となるものである。しかしながら、この論文中には、玉軸受に予圧を付与せず、プラス隙間を設けた状態で運転する場合の理論は開示されていない。又、組み合わせられた複数の玉軸受の接触角等の条件を変えて遠心力の影響を減ずる方法も書かれておらず、勿論、この様な方法による利害とその解決方法も記載されていない。

【0020】更に、接触角、玉径等が互いに異なる複数の玉軸受を組み合わせた構造としては、前述した各公報の他、MRC Bearing Services 発行の『PUMPAC The MRC Bearing System』、1985 年の FAG のカタログ 02105/2EA の第 93 頁、実開昭 53-97701 号公報、John Wiley & Sons, Inc., 発行の『Rolling Bearing Analysis』、綿林英一編著の『転がり軸受の選び方・使い方』等に記載されたものも、従来から知られている。しかしながら、これら各刊行物に記載された構造は、本発明の玉軸受装置と用途を異にするものである。従って、これら何れの刊行物にも、上述の様な滑りに基づく摩耗、並びにその解決方法に関する記載はない。

#### 【0021】

【課題を解決するための手段】本発明の玉軸受装置は何れも、前述の各公報等に記載された従来の玉軸受装置と同様に、軸の外周面とハウジングの内周面との間に設けられた、接触角の方向が互いに異なるアンギュラ型の第一、第二の玉軸受を備え、使用時に上記軸とハウジングとの間に外部からほぼ一定方向に加わるアキシャル荷重

を、第二の玉軸受の接触角に比べて大きな接触角を有する第一の玉軸受により支承する。

【0022】特に、本発明の玉軸受装置に於いては、上記第一、第二の玉軸受は DF で配列されて、それぞれプラスの隙間を持っている。又、上記第二の玉軸受の外輪軌道の断面形状の曲率半径を  $r_{12}$  とし、この第二の玉軸受を構成する玉の外径を  $d$  とした場合に、

$0.53d \leq r_{12} \leq 0.56d$  を満たし、上記第二の玉軸受の内輪軌道の断面形状の曲率半径を  $r_{11}$  とし、この第二の玉軸受を構成する玉の外径を  $d$  とした場合に、 $0.505d \leq r_{11} \leq 0.52d$  を満たす事の特徴としている。

#### 【0023】

【作用】上述の様に構成される本発明の玉軸受装置は、前述の各公報に記載された玉軸受装置と同様に、使用時に外部から加わるアキシャル荷重を支承する第一の玉軸受の接触角が大きく、この第一の玉軸受の負荷容量が大きい為、十分に大きなアキシャル荷重を支承できる。又、使用時にこのアキシャル荷重を支承しない第二の玉軸受は、遠心力に基づく内部アキシャル荷重の増大を抑える。この為、1 対のアンギュラ型の玉軸受を組み合わせ成る玉軸受装置全体としての、疲れ寿命の低下を抑える事ができる。

【0024】特に、本発明の玉軸受装置の場合には、第一、第二の玉軸受が DF で配列されており、しかもプラスの隙間を持っている為、この玉軸受装置の運転時にも予圧が加わる事がなく、予圧に基づく発熱や疲れ寿命の低下を来す事がない。しかも、第二の玉軸受の外輪軌道及び内輪軌道の曲率半径を規制した為、使用時に殆ど荷重が加わらない第二の玉軸受の玉と軌道との間で滑りが生じる事がない。

【0025】即ち、上記第二の玉軸受の外輪軌道の断面形状の曲率半径を大きくした事に伴い、遠心力に基づいて玉が直径方向外方に変位した場合でも、この玉と外輪軌道との接触角が 0 度とはならない。言い換えれば、玉と外輪軌道とは常に接触角を持って接触する。従って、玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道は常に接触したままとなり、第二の玉軸受の回転時には、玉が確実に転動する。この結果、上記転動面と外輪軌道及び内輪軌道との間に異常な滑りが発生する事がなくなり、この滑りに基づく異常摩耗を防止できる。

#### 【0026】

【実施例】本発明の玉軸受装置は、前述の各公報に記載された玉軸受装置と同様、図 3～4 に示す様に、使用時に外部から回転軸 2 に加わるアキシャル荷重  $F_a$  を支承する、負荷側（図 3～4 の左側）に設けられた第一の玉軸受 5a の接触角  $\alpha_1$  よりも、使用時に上記アキシャル荷重  $F_a$  を支承しない、反負荷側（図 3～4 の右側）に設けられた第二の玉軸受 6a の接触角  $\alpha_2$  を小さく（ $\alpha_2 < \alpha_1$ ）している。

【0027】この様に、第一の玉軸受5aの接触角 $\alpha_1$ を第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ よりも大きくする事で、上記第一の玉軸受5aの負荷容量を十分に確保できる。又、第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ は、上記第一の玉軸受5aの接触角 $\alpha_1$ よりも小さい為、上記第二の玉軸受6aに加わる軸方向分力 $F_{a12}$ は、前記従来装置の第二の玉軸受6（図1～2）に作用する軸方向分力 $F_{a11}$ よりも小さく（ $F_{a12} < F_{a11}$ ）なる。この結果、第一、第二の玉軸受5a、6aを組み合わせる玉軸受装置に発生する、遠心力に基づく内部アキシャル荷重が、前記図1～2に示した従来装置に比べて小さくなる。

【0028】この為、上記各第一の玉軸受5a、6aを構成する玉11、12と外輪軌道14、14及び内輪軌道15、15との接触面圧が低下する。そして、第一、第二の玉軸受5a、6aの転がり疲れ寿命が低下する事が防止され、それぞれがアンギュラ型である第一、第二の玉軸受5a、6aを組み合わせる玉軸受装置の寿命低下を抑える事ができる。

【0029】例えば、本発明者が内径25mm、外径62mm、幅17mmのアンギュラ型玉軸受（7305型）を2個、製作時の測定アキシャル隙間が0.030mmとなる様にして、DFで組み合わせ、67kgfのアキシャル荷\*

\*重を受けつつ、回転数23000r.p.m.で回転する回転軸に装着した場合に於ける、第一、第二の玉軸受の転がり疲れ寿命を計算した結果を、下記の第1表に示す。尚、アキシャル荷重を受ける第一の玉軸受（負荷側軸受）の接触角は総て30度とし、第二の玉軸受（反負荷側軸受）の接触角は、15度、30度、40度の3種類に就いて計算した。

【0030】尚、この計算中、回転軸2の外周面と内輪10、10の内周面との間の締め代を0.012mm、ハウジング3の内周面と外輪13、13の外周面との間の締め代を0mm、外輪13、13の温度を80℃、内輪10、10の温度を85℃、回転軸2の材質を鋼、ハウジング3の材質を鋳鉄とした。尚、 $d_m n$ （玉11、12のピッチ円の直径 $d_m$ （mm）と回転数 $n$ （r.p.m.）との積）は約100万となる。又、ラジアル方向の荷重 $F_r$ は0とした。これらの条件は、スクリーンプレッサ用玉軸受装置として一般的な条件である。そして、この様な条件によれば、第一、第二の玉軸受5a、6aに適正なプラス隙間を付与する事で、 $d_m n$ が70～200万、更には $d_m n$ が80～300万と言った様な、超高速回転を連続して行なわせる事が可能となる。

【0031】第1表

【表1】

接 触 角 (度)		内部アキシャル 荷重(kgf)		外輪と玉の接触 面圧 (kgf/mm <sup>2</sup> )		計 算 寿 命 (h)		
負荷側 軸受	反負荷側 軸受	負荷側	反負荷側	負荷側	反負荷側	負 荷 側	反負荷側	組合寿命
30	2) 15	82.8	15.7	71.0	60.8	98,400	787,000	90,100
	1) 30	115.0	47.9	78.1	61.5	36,700	339,000	34,100
	40	148.2	81.1	81.1	69.9	16,400	184,000	15,400

1) 従来の軸受装置

2) 本発明の軸受装置

【0032】又、上記した各条件のうち、回転速度（ $d_m n$ ）及びラジアル荷重 $F_r$ とアキシャル荷重 $F_a$ との比（ $F_r / F_a$ ）を変えて、これら各要素（ $d_m n$ 、 $F_r / F_a$ ）が玉軸受装置の疲れ寿命に及ぼす影響に就いて計算したところ、図6に示す様な結果が得られた。尚、この計算の前提条件として、負荷側の第一の玉軸受5aの接触角は30度、反負荷側の第二の玉軸受6aの接触角は15度とした。この図6で、X軸は上記ラジアル荷重 $F_r$ とアキシャル荷重 $F_a$ との比（ $F_r / F_a$ ）を、Y軸は回転速度（ $d_m n$ ）を、Z軸は前記図1～2に示した

従来構造の寿命 $L_0$ に対する寿命の比（ $L / L_0$ ）を、それぞれ表している。この図6の記載から明らかな通り、本発明の玉軸受装置によれば、回転速度（ $d_m n$ ）が70～200万、荷重比（ $F_r / F_a$ ）が2以下（ $F_r \leq 2F_a$ ）の範囲で顕著な効果を発揮する。

【0033】上述の計算結果から明らかな通り、反負荷側の第二の玉軸受6aの接触角 $\alpha_2$ を小さくした玉軸受装置は、玉12と外輪軌道14及び内輪軌道15との間に滑りが生じない限り、従来の玉軸受装置に比べて大幅に寿命が長くなる。但し、上記表並びに図6に記載した

寿命は、反負荷側の第二の玉軸受 6 a を構成する玉 1 2 の転動面と外輪軌道 1 4 及び内輪軌道 1 5 との間に滑りが発生しない場合の数値を示している。この滑りが発生しない限り、上記反負荷側の第二の玉軸受 6 a の接触角  $\alpha_2$  を小さくし、且つ第一、第二の玉軸受 5 a、6 a にプラス隙間を付与する事で、図 1~2 に示した従来装置に比べて大幅な寿命延長を図れる。ところが、この様な小さな接触角  $\alpha_2$  とプラス隙間とを組み合わせた場合には、しばしば玉 1 2 の転動面と外輪軌道 1 4 及び内輪軌道 1 5 との間に滑りが発生し、かえって玉軸受装置の寿命を著しく短くする場合がある事は、前述の通りである。

【0034】この為、本発明の玉軸受装置の場合には、上記第二の玉軸受 6 a の外輪軌道 1 4 の曲率半径  $r_{e2}$  及び内輪軌道 1 5 の曲率半径  $r_{i2}$  を、玉 1 2 の外径  $d$  との関係で規制する事により、上記寿命の短縮に結び付く様な滑りの発生を防止している。即ち、本発明の玉軸受装置の場合には、図 7 に示す様に、第二の玉軸受 6 a を構成する外輪 1 3 の外輪軌道 1 4 の断面形状の曲率半径  $r_{e2}$  と、上記第二の玉軸受 6 a を構成する内輪 1 0 の内輪軌道 1 5 の断面形状の曲率半径  $r_{i2}$  と、この第二の玉軸受 6 a を構成する玉 1 2 の外径  $d$  との関係を、 $0.53d \leq r_{e2} \leq 0.56d$  であり、且つ  $0.505d \leq r_{i2} \leq 0.52d$  としている。

【0035】上記各軌道 1 4、1 5 の断面形状の曲率半径  $r_{e2}$ 、 $r_{i2}$  を上述の範囲に規制する事により、これら各軌道 1 4、1 5 と玉 1 2 の転動面との滑りを防止できる理由に就いて、図 7 により説明する。この図 7 の鎖線は、従来から一般的に知られたアンギュラ型玉軸受の外輪軌道 1 4 a の断面形状を表している。この一般的な玉軸受の場合、外輪軌道 1 4 a の断面形状の曲率半径  $r_{e2}'$  は、同図に実線で示した、本発明に於ける外輪軌道 1 4 の断面形状の曲率半径  $r_{e2}$  よりも小さい ( $r_{e2}' < r_{e2}$ )。

【0036】一方、玉 1 2 の転動面と上記各軌道 1 4 a、1 5 との間にプラスの隙間を設けた場合には、遠心力に基づいて玉 1 2 が直径方向外方 (図 7 の上方) に変位する。そしてこの変位に基づいて、上記玉 1 2 の転動面と外輪軌道 1 4 a との接触点 P が、この外輪軌道 1 4 a の外方 (内径が大きくなった部分) に移動する。そして、上記鎖線で示した従来形状の場合には、この接触点 P が正規の位置から  $l$  だけ変位した時点で、上記玉 2 と外輪軌道 1 4 a との接触角が 0 度になる。この様に接触角が 0 度になった状態では、この外輪軌道 1 4 a が上記玉 1 2 を内輪軌道 1 5 に向けて押圧する力が殆どなくなる。従って、玉 1 2 の転動面と内輪軌道 1 5 との接触圧が殆どなくなり、この玉 1 2 は遠心力に基づいて上記外輪軌道 1 4 a に押し付けられたまま、殆ど転動しなくなる。この結果、この玉 1 2 の転動面と内輪軌道 1 5 との

間で異常な滑りが発生し、これら転動面及び内輪軌道 1 5 に著しい摩耗が発生する。

【0037】これに対して本発明の場合には、第二の玉軸受 6 a を構成する外輪 1 3 内周面の外輪軌道 1 4 の断面形状の曲率半径  $r_{e2}$  を  $0.53d \sim 0.56d$  と、内輪軌道 1 5 の断面形状の曲率半径  $r_{i2}$  ( $= 0.505d \sim 0.52d$ ) よりも大きくしている ( $r_{e2} > r_{i2}$ ) 為、上述の様な滑りに基づく著しい摩耗が発生しない。即ち、上記曲率半径  $r_{e2}$  を大きくした事に伴い、玉 1 2 の接触角が 0 度になる為には、上記接触点 P が正規の位置から  $l$  ( $> 1$ ) だけ変位しなければならない。これに対して内輪軌道 1 5 の断面形状の曲率半径  $r_{i2}$  は比較的小さい為、上記玉 1 2 が  $l$  分変位する以前に、この玉 1 2 の転動面と上記内輪軌道 1 5 とが当接する。この結果、上記玉 1 2 が遠心力に基づいて直径方向外方に変位した場合でも、この玉 1 2 の転動面と外輪軌道 1 4 及び内輪軌道 1 5 との当接状態が確保され、且つ、当接部に十分な面圧が作用する。従って、上記玉 1 2 は玉軸受装置の運転に伴って転動する。この結果、この玉 1 2 の転動面と内輪軌道 1 5 との間に滑りが発生する事を防止できて、前述した様な著しい摩耗の発生を確実に防止できる。

【0038】上述の説明から明らかな通り、プラス隙間を付与して無負荷状態で運転される第二の玉軸受 6 a に、著しい摩耗に結び付く様な滑りが発生するのを防止する為には、内輪軌道 1 5 の断面の曲率半径  $r_{i2}$  を小さく、外輪軌道 1 4 の断面の曲率半径  $r_{e2}$  を大きくすれば良い。但し、軌道面の曲率半径は、玉 1 2 の転動を円滑に行なわせる必要上、玉 1 2 の外径  $d$  との関係で、或る程度以上 ( $0.505d$  以上) 確保する必要がある。従って、内輪軌道 1 5 の断面の曲率半径  $r_{i2}$  も、 $0.505d$  以上としなければならない。一方、軌道面の曲率半径を大きくし過ぎると、当該軌道面と玉 1 2 の転動面との接触面積が狭くなり、上記第二の玉軸受 6 a に負荷が加わった場合、或は遠心力に基づいて玉 1 2 が外輪軌道 1 4 に押し付けられた場合に、当該接触部に加わる面圧が大きくなり過ぎて、この第二の玉軸受 6 a の寿命を短くする原因となる。従って、上記外輪軌道 1 4 の断面の曲率半径  $r_{e2}$  を  $0.56d$  を越えて大きくする事は好ましくない。

【0039】以上の説明から、内輪軌道 1 5 の断面形状の曲率半径  $r_{i2}$  は  $0.505d$  以上 ( $r_{i2} \geq 0.505d$ ) とし、外輪軌道 1 4 の断面の曲率半径  $r_{e2}$  は  $0.56d$  以下 ( $r_{e2} \leq 0.56d$ ) としなければならない事が解る。更に、上記滑りの発生を防止する為には、内輪軌道 1 5 の断面の曲率半径  $r_{i2}$  を外輪軌道 1 4 の断面の曲率半径  $r_{e2}$  よりも十分に小さくする ( $r_{i2} < r_{e2}$ ) 必要がある事は、やはり前述の説明から明かである。これらの理由から上記各曲率半径  $r_{i2}$ 、 $r_{e2}$  は、次の範囲に規制しなければならない。



11

$$【0040】 0.505d \leq r_{12} \leq 0.52d$$

$$0.53d \leq r_{e2} \leq 0.56d$$

更に好ましくは、

$$0.505d \leq r_{12} < 0.51d$$

$$0.53d < r_{e2} \leq 0.56d$$

とする。そして、最も好ましい値は、

$$r_{12} = 0.505d$$

$$r_{e2} = 0.54d$$

である。上記各曲率半径  $r_{12}$ 、 $r_{e2}$  をこの様な範囲に規制する事で、玉 12 の転動面と内輪軌道 15 及び外輪軌道 14 との当接部の接触面圧を低く抑えつつ、前述した様な滑りに基づく異常摩耗の発生を防止できる。

【0041】更に、運転時に負荷を受けつつ回転する第一の玉軸受 5a の内輪軌道 15 及び外輪軌道 14 の断面の曲率半径を規制する事で、プラス隙間を付与して無負荷状態で運転される第二の玉軸受 6a に滑りが発生する可能性を、より少なくできる。この理由に就いて図 5 により説明する。上記滑りは、第二の玉軸受 6a を構成する玉 12 が遠心力に基づいて外輪軌道 14 の大径側に変位し、しかもこの玉 12 の転動面と内輪軌道 15 との当接圧が零若しくは零に近くなった状態で発生する。従って、上記滑りの発生を防止する為には、上記第二の玉軸受 6a を構成する内輪 10 外周面の内輪軌道 15 が、玉 12 から離れる方向（図 5 の左方向）に変位するのを防止する事が効果がある。一方、この内輪 10 は、上記第一の玉軸受 5a に加わるアキシヤル荷重が大きい場合には、この第一の玉軸受 5a を構成する玉 11 の転動面と外輪軌道 14 及び内輪軌道 15 との当接部分の弾性変形に基づいて、図 5 の左方向に変位する。この事から明らかな通り、負荷状態で運転される第一の玉軸受 5a の弾性変形を少なく抑える事が、無負荷状態で運転される第二の玉軸受 6a の滑り防止に効果がある。

【0042】上記弾性変形を少なく抑える為には、上記第一の玉軸受 5a の外輪軌道 14 の断面形状の曲率半径  $r_{e1}$  と、内輪軌道 15 の断面形状の曲率半径  $r_{i1}$  とを、この第一の玉軸受 5a を構成する玉 11 の外径  $d'$ （本実施例の場合には  $d' = d$ ）の  $1/2$  に近づける（但し、前述した理由で  $0.505d'$  以上）事が効果がある。但し、上記両曲率半径  $r_{e1}$ 、 $r_{i1}$  を何れも上記外径  $d'$  の  $1/2$  に近づけると、外輪 13 の中心軸と内輪 10 の中心軸とが傾斜した場合に、玉 11 の転動面と外輪軌道 14 及び内輪軌道 15 との接触部分に無理な力が加わり、上記第一の玉軸受 5a が破損し易くなる。前述の様に、本発明の玉軸受装置が組み込まれるスクリュウコンプレッサの場合、上記内輪 10 を外嵌した回転軸 2（図 3）が傾斜し易い為、この様な事態を避けるべく、上記各曲率半径  $r_{e1}$ 、 $r_{i1}$  を或る程度大きくする必要がある。

【0043】そこで、本実施例の場合には、回転軸 2 の傾斜により第一の玉軸受 5a が破損する事を防止しつ

12

つ、上記第一の玉軸受 5a を構成する内輪 10 が図 5 の左方向に変位する事を防止する為、上記曲率半径  $r_{e1}$ 、 $r_{i1}$  を、次の（1）～（3）の条件を満たす様に規制する。

$$r_{i1} \leq r_{e1} \quad \text{--- (1)}$$

$$r_{i1} \leq 0.52d' \quad \text{--- (2)}$$

$$r_{i1} + r_{e1} \geq 1.03d' \quad \text{--- (3)}$$

【0044】上記（1）～（3）の条件の内、（1）

（2）の条件は、玉 12 の転動面と内輪軌道 15 との当接部の弾性変形を小さくして（当接部の接触面積を広くして）、内輪 10 が図 5 の左方向に変位する事を防止する為に必要である。又、（3）の条件は、回転軸 2 が傾斜した場合に、第一の玉軸受 5a に無理な応力が加わる事を防止する為に必要である。接触角  $\alpha_2$  が小さく、無負荷状態で運転される第二の玉軸受 6a の外輪軌道 14 及び内輪軌道 15 の断面形状の曲率半径  $r_{e2}$ 、 $r_{i2}$  を前述の様に規制するだけでなく、接触角  $\alpha_1$  が大きく、負荷状態で運転される第一の玉軸受 5a の断面形状の曲率半径  $r_{e1}$ 、 $r_{i1}$  を上述の様に規制する事で、これら第一、第二の玉軸受 5a、6a を組み合わせて成る玉軸受装置の寿命を、前記従来の玉軸受装置に比べて大幅に延長できる。又、前記各公報に記載された玉軸受装置に比べても、寿命延長効果が確実になる。

【0045】図 8 は、本発明の効果を確認する為に行なった計算の結果を示している。計算の前提条件は、アキシヤル荷重を 100kgf とした以外は、前記第 1 表を作成した場合の条件と同じである。又、負荷側である第一の玉軸受 5a の接触角は 30 度、反負荷側である第二の玉軸受 6a の接触角は 15 度とした。この図 8 で、横軸は第一、第二の玉軸受 5a、6a を組み合わせて成る玉軸受装置の運転中のアキシヤル方向の隙間（有効アキシヤル隙間）を、縦軸は計算寿命を、それぞれ表している。又、実線 A は、本発明の実施例の計算寿命を、破線 B は本発明の限界部分から外れた曲率を持つ例であり、実施する場合に注意を要する比較例の計算寿命を、それぞれ表している。

【0046】尚、上記実線 A で表された本発明の実施例、及び破線 B で表された比較例の、第一の玉軸受 5a 及び第二の玉軸受 6a の外輪軌道 14 及び内輪軌道 15 の曲率半径は、次の様に規制した。尚、玉 11、12 の外径  $d$ 、 $d'$  は同じ（ $d = d'$ ）である。

実施例

第一の玉軸受 5a

$$r_{i1} = 0.505d'$$

$$r_{e1} = 0.525d'$$

第二の玉軸受 6a

$$r_{i2} = 0.505d$$

$$r_{e2} = 0.540d$$

比較例

第一の玉軸受 5a



$$r_{11} = 0.515d$$

$$r_{12} = 0.515d$$

第二の玉軸受 6 a

$$r_{12} = 0.515d$$

$$r_{12} = 0.515d$$

【0047】図 8 の記載から明らかな通り、本発明の玉軸受装置によれば、従来構造に比べて大幅な寿命延長を図れる。しかも、十分な有効アキシャル隙間を設けた状態で長寿命を実現できる為、スクリーコンプレッサ用回転軸の様に、しばしば傾斜角度を変化させつつ超高速で回転する回転軸の支持を確実にこなえる。即ち、本発明の実施例によれば、例えば上記有効アキシャル隙間を 5~25  $\mu\text{m}$  程度と比較的大きくしても、十分な耐久性(計算寿命)を得る事ができる。

【0048】これに対して比較例の場合には、元々得られる耐久性が実施例に比べて劣るだけでなく、有効アキシャル隙間が 3~6  $\mu\text{m}$  を越えると、前述した様な滑りの発生に基づいて耐久性が急激に低下してしまう。従って、使用時には、有効アキシャル隙間が 0~6  $\mu\text{m}$  の範囲に収まる様に注意する必要がある。この様に、本発明から外れた曲率半径を持つ場合には、耐久性が急激に低下する有効アキシャル隙間の値の範囲がより小さいものとなり、殆ど実用に供し得なくなる。

【0049】尚、玉軸受装置を構成する第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  と第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  との関係は、 $3L_{6a} \leq L_{5a}$  とする事が、これら両玉軸受 5 a、6 a を組み合わせて成る玉軸受装置の計算寿命  $L_r$  を確保する面から好ましい。この理由は次の通りである。複数の玉軸受を組み合わせて成る玉軸受装置の計算寿命は、最も計算寿命が短い玉軸受(短寿命軸受)の計算寿命と一致するのではなく、これよりも短くなる事、計算寿命の長い玉軸受(長寿命軸受)の計算寿命に影響される事、更には長寿命軸受の計算寿命が長くなる程、玉軸受装置の計算寿命  $L_r$  が短寿命軸受の計算寿命に近づく事は、従来から知られている。

【0050】一方、使用時にアキシャル荷重を受ける第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  を長くする事は難しい反面、この様なアキシャル荷重を受けない第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  を長くする事は容易である。従って、本発明の玉軸受装置の場合には、第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  を短寿命軸受の計算寿命と考え、第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  を長寿命軸受の計算寿命と考える事ができる。そこで、これら第一、第二の玉軸受 5 a、6 a の計算寿命  $L_{5a}$ 、 $L_{6a}$  の比 ( $L_{6a}/L_{5a}$ ) と、これら両玉軸受 5 a、6 a を組み合わせて成る玉軸受装置の計算寿命  $L_r$  と上記第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  との比 ( $L_r/L_{5a}$ ) の関係を示すと、図 9 の様になる。この図 9 は、従来から知られた組み合わせ軸受の寿命の計算式に基づいて描いたものである。この図 9 から明らかな通り、第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  を第一の玉

軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  の 3 倍以上にすれば、玉軸受装置の計算寿命  $L_r$  を第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  の 80% 以上にできる。

【0051】勿論、第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  を第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  に比べて大幅に長くすれば、上記玉軸受装置の計算寿命  $L_r$  を第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  に、より近づける事ができる。但し、第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  を第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  の 3 倍を大幅に越えて延長しても、計算寿命  $L_{5a}$  を伸ばす事に要するコストに比べて、それにより得られる玉軸受装置の計算寿命  $L_r$  の延長効果は少ない。従って、全体のコストを考えた場合、第二の玉軸受 6 a の計算寿命  $L_{6a}$  は、上記第一の玉軸受 5 a の計算寿命  $L_{5a}$  の 3 倍を越える程度にする事が適当である。

【0052】次に、図 10 は本発明の第二実施例を示している。本実施例の場合、第一、第二の玉軸受 5 a、6 a の玉 11、12 を、保持器 16、16 により回転自在に保持している。各保持器 16、16 は、所謂もみ抜き保持器と呼ばれるもので、円筒状の主部 17、17 に玉 11、12 を回転自在に保持する為のポケット 18、18 を形成して成る。この様な保持器 16、16 は、それぞれ第一、第二の玉軸受 5 a、6 a を構成する外輪 13、13 の内側に、所謂外輪案内で装着している。特に図示の実施例では、これら各保持器 16、16 の軸方向(図 10 の左右方向)両端部外周面と、外輪 13、13 の内周面両肩部、即ち外輪軌道 14、14 から外れた部分とを、微小隙間を介して互に対向させて、所謂外輪両肩案内としている。

【0053】この様に、上記各保持器 16、16 の案内状態を外輪案内とする理由は、次の通りである。即ち、玉軸受装置としての一般的な使用状態、即ち、 $d_n$  が 70 万以下で、且つ第一、第二の玉軸受 5 a、6 a に予圧が付与されて、運転時に振動の発生が少ない状態であれば、保持器 16、16 の案内条件を特に規制する必要はない。一方、本発明の対象となる、スクリーコンプレッサに組み込まれる玉軸受装置の場合には、 $d_n$  が 70 万を上回る超高速領域で、プラスのアキシャル隙間を付与した状態で運転される。しかも、スクリーコンプレッサ特有のアキシャル荷重の変動により振動が多くなる。この様な使用状態で、上記各保持器 16、16 の案内面の摩耗を抑える為には、この保持器 16、16 の傾斜を抑える事ができる外輪案内とする事が必要である。

【0054】これに対して、これら保持器 16、16 を回転体案内、或は内輪案内とした場合には、運転時の遠心力等に基づいて(内輪 10 及び外輪 13 に比べて剛性が低い)保持器 16、16 の径が弾性的に広がる事に伴い、案内面の間隔が広がって、十分な案内を行えなくなる。この状態でこれら保持器 16、16 に運転時の振動が加わると、保持器 16、16 の表面と相手面とが狭い面積で接触し、異常摩耗等の不都合の原因となる。外

輪案内とした場合には、遠心力に伴って保持器 16、16 の径が広がる傾向となっても、案内面（保持器 16、16 の外周面及び外輪 13、13 の内周面）の間隔が広がる事はない。又、この案内面の間には潤滑油が存在する為、この案内面同士が直接擦れ合う事はない。従って、保持器 16、16 を外輪案内とする事で、上記案内面の異常摩耗を有効に防止できる。尚、保持器 16、16 として銅合金製の保持器を使用すれば、この保持器 16、16 の強度を高くして、保持器 16、16 の損傷防止を有効に図れる。

【0055】その他、プラス隙間を設ける点、第二の玉軸受 6a の接触角を第一の玉軸受 5a の接触角よりも小さくする点、各玉軸受 5a、6a の外輪軌道 14、14 及び内輪軌道 15、15 の断面形状の曲率半径を規制する点は、上述した第一実施例と同様である。尚、使用時の  $d_n$  がそれ程高くなく、従って保持器 16、16 に加わる遠心力が限られたものであれば、図 11 に示す第三実施例の様に、各保持器 16、16 を外輪片肩案内としても良い。

【0056】次に、図 12 は本発明の第四実施例として、スクリーコンプレッサの回転軸の支持部分のより具体化した構造を示している。回転軸 2 の外周面とハウジング 3 の内周面との間には、このハウジング 3 内に収納されたロータ 1 の側から順に、ラビリンスシール等の非接触型のシール、或はメカニカルシール等の接触型のシール等のシール装置 19 と、ラジアル荷重を支承する為のころ軸受 4 と、本発明の玉軸受装置を構成する第一の玉軸受 5a 及び第二の玉軸受 6a とを、互いに直列に配設している。又、上記ころ軸受 4 の内輪 20 と上記第一の玉軸受 5a との間には間座 7 を、上記ころ軸受 4 の外輪 21 と上記第一の玉軸受 5a の外輪 13 との間にはノズルリング 22 を、それぞれ挟持している。

【0057】上記ノズルリング 22 の両側面内周寄り部分は、内周縁に向かう程互いに近づく方向に傾斜した、円錐凹面状の傾斜面としている。そして両傾斜面の円周方向 1 箇所乃至は複数個所に、ノズル孔 23、23 を開口させている。各ノズル孔 23、23 は、上記傾斜面に対して垂直方向に形成している。上記傾斜面を設けるのは、傾斜方向のノズル孔 23、23 を形成する作業の容易化を図る為である。従って、これら各ノズル孔 23、23 は、直径方向斜め内方に向けて開口している。そして、これら各ノズル孔 23、23 には、上記ハウジング 3 及び上記ノズルリング 22 内に形成した給油通路 24 を介して、潤滑油を送り込み自在としている。

【0058】一方、上記第一、第二の玉軸受 5a、6a に組み込まれた保持器 16a、16a の軸方向（図 12 の左右方向）両端部内周面は、端縁部に向かう程内径が大きくなる、円錐凹面状の傾斜面としている。従って、上記各玉軸受 5a、6a を構成する内輪 10、10 の外周面と上記各保持器 16a、16a の内周面との間に存

在する空間の、直径方向（図 12 の上下方向）に互る幅寸法は、開口端部に向かう程大きくなる。この結果、上記ノズル孔 23 から噴出する潤滑油を、上記第一、第二の玉軸受 5a、6a 内に送り込む効率が向上する。従って、これら各玉軸受 5a、6a により構成される玉軸受装置が超高速で運転される場合にも、これら各玉軸受 5a、6a 内に十分量の潤滑油を取り込む事が可能となる。

【0059】ノズル孔 23 が開口する方向、並びに上記各保持器 16a、16a の内周面の形状を上述の様にした理由は、次の通りである。即ち、本発明の玉軸受装置は、前述した従来装置に比べて寿命を大幅に延長する事ができる。従って、従来と同じ大きさで造った場合に要求寿命を大幅に上回る様な場合には、第一、第二の玉軸受 5a、6a の寸法系列を小さくして、内径を変える事なく外径を小さくする事ができる。これにより、玉軸受装置の小型化、低廉化が可能となるが、寸法系列の小さな玉軸受は内部空間が狭い。この為、スクリーコンプレッサで一般的に行なわれているジェット給油（高速回転に基づいて軸受の内部に発生する空気の壁を破って、軸受の内部に潤滑油を送り込む潤滑方法）を行ないにくくなる。そこで、上述の様なノズル孔 23、23 の開口方向と保持器 16a、16a の内周面形状とを採用する事により、上記ジェット給油を可能とする。

【0060】尚、上記ノズル孔 23 の回転軸 2 に対する傾斜角度は、15 度程度が最適であるが、10～20 度の範囲で設定可能である。又、このノズル孔 23 を有する、外輪間座としての機能を兼ね備えたノズルリング 22 は、硬度が HRc 56～66（更に好ましくは HRc 60～62）の範囲の鋼材により造るのが好ましい。これは、スクリーコンプレッサの運転時に生じる特有の振動により、互いに当接するこのノズルリング 22 の両側面と、ころ軸受 4 及び第一の玉軸受 5a の外輪 21、13 の端面とにフレッチング摩耗が発生する事を防止する為である。

【0061】その他、プラス隙間を設ける点、第二の玉軸受 6a の接触角を第一の玉軸受 5a の接触角よりも小さくする点、各玉軸受 5a、6a の外輪軌道 14、14 及び内輪軌道 15、15 の断面形状の曲率半径を規制する点は、前述した第一実施例及び上述した第二～第三実施例と同様である。

【0062】又、図 13 は本発明の第五実施例を示している。本実施例の場合には、反負荷側の第二の玉軸受 6a を構成する玉 12a を、負荷側の第一の玉軸受 5a を構成する玉 11 よりも小径にしている。玉 12a を小径にした分だけ、使用時にこの玉 12a に加わる遠心力に基づいて玉軸受装置の内部で発生する内部アキシヤル荷重が小さくなり、玉軸受装置の耐久性をより向上させる事ができる。小径の玉 12a を使用する事で負荷容量は小さくなるが、第二の玉軸受 6a に加わる負荷は小さい

ので、小径の玉 12a を使用した場合でも、実用上十分な耐久性を確保できる。その他、プラス隙間を設ける点、第二の玉軸受 6a の接触角を第一の玉軸受 5a の接触角よりも小さくする点、第一、第二の玉軸受 5a、6a の外輪軌道 14、14a 及び内輪軌道 15、15a の断面形状の曲率半径を規制する点は、上述した各実施例と同様である。

【0063】更に、図示は省略したが、反負荷側の第二の玉軸受を構成する玉の数を、負荷側の第一の玉軸受を構成する玉の数よりも少なくする事で、上記内部アキシヤル荷重を小さくする事もできる。玉の数を減らす事で負荷容量は小さくなるが、第二の玉軸受に加わる負荷は小さいので、玉の数を減らした場合でも、実用上十分な耐久性を確保できる。この様に第二の玉軸受を構成する玉の数  $m$  を第一の玉軸受を構成する玉の数  $n$  よりも少なく ( $m < n$ ) する場合、上記少ない数  $m$  を多い数  $n$  の 70~80% ( $m = (0.7 \sim 0.8)n$ ) に規制する事が好ましい。80% を越える数の玉を組み込んだ場合には、内部アキシヤル荷重を低減する効果が不十分になる。反対に、70% に満たない場合には、隣り合う玉の間隔が広くなり過ぎて、円滑な回転を妨げてしまう。尚、この様に、反負荷側の第二の玉軸受を構成する玉の数を、負荷側の第一の玉軸受を構成する玉の数よりも少なくする技術は、本発明と組み合わせる実施できる他、本発明とは独立した形で実施できる事は明らかである。

【0064】同様に、反負荷側の第二の玉軸受を構成する玉のみを、軸受鋼に比べて軽量のセラミック製とする事で、上記内部アキシヤル荷重の低減を図る事もできる。セラミック製の玉を使用する事により、前述の様に玉の転動面と当接する軌道面に加わる面圧が高くなるが、第二の玉軸受に加わる負荷は小さいので、過大な面圧が作用する事はなく、実用上十分な耐久性を確保できる。勿論、この様に反負荷側の玉軸受を構成する玉の径を小さくしたり、玉の数を減らしたり、セラミック製の玉を使用する技術は、単独で使用する他、組み合わせる使用することもできる。この様に、内部アキシヤル荷重をより小さくできる結果、 $d \cdot n$  が 80~300 とした様なより超高速回転で、ラジアル荷重  $F_r$  がアキシヤル荷重  $F_a$  の 1/5 以下 ( $5F_r \leq F_a$ ) と言った、より厳しい条件下での使用も可能になる。

【0065】尚、図示の実施例は何れも、1 対のアンギュラ型玉軸受を DF で組み合わせた例に就いて示したが、運転時にアキシヤル荷重  $F_a$  を支承する第一の玉軸受を複数個、互いに並列組み合わせで設け、これら複数個の第一の玉軸受と、アキシヤル荷重  $F_a$  を支承しない 1 個の第二の玉軸受とを DF で組み合わせる事もできる。

【0066】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成され作

用する為、外部アキシヤル荷重に対する負荷容量を十分に確保しつつ、内部アキシヤル荷重の低減を図って、玉軸受装置の耐久性向上を図れる。しかも、回転軸の傾斜に対する許容度も大きく、且つ滑りに伴う異常摩耗も確実に防止できる為、より優れた耐久性を確実に得る事ができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】従来装置の第 1 例を示す断面図。

【図 2】同じく要部断面図。

【図 3】同第 2 例を示す断面図。

【図 4】同じく要部断面図。

【図 5】反負荷側の玉軸受に滑りが発生する状態を示す、図 4 と同様の断面図。

【図 6】回転速度並びにアキシヤル荷重とラジアル荷重との比が玉軸受装置の寿命に及ぼす影響を示す線図。

【図 7】本発明の玉軸受装置を構成する第二の玉軸受の断面を、軌道の曲率半径を誇張して示す断面図。

【図 8】軌道の曲率半径とアキシヤル隙間とが玉軸受装置の計算寿命に及ぼす影響を示す線図。

【図 9】第一の玉軸受の計算寿命と第二の玉軸受の計算寿命との比と、これらが組み合わされて成る玉軸受装置の計算寿命と第一の玉軸受の計算寿命との比との関係を示す線図。

【図 10】本発明の第二実施例を示す要部断面図。

【図 11】同第三実施例を示す要部断面図。

【図 12】同第四実施例を示す要部断面図。

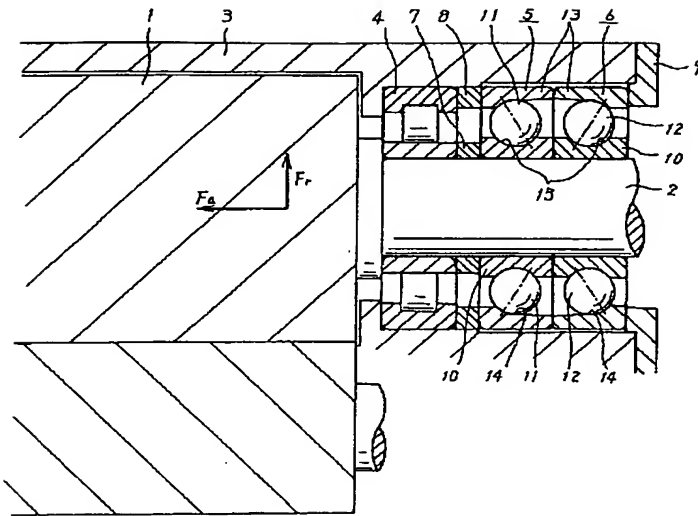
【図 13】同第五実施例を示す要部断面図。

【符号の説明】

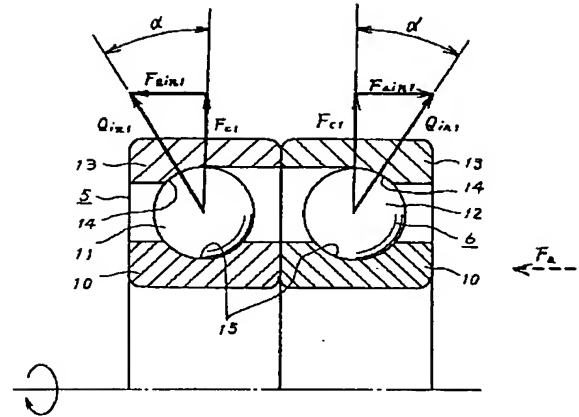
- 1 ロータ
- 2 回転軸
- 3 ハウジング
- 4 ころ軸受
- 5、5a 第一の玉軸受
- 6、6a 第二の玉軸受
- 7、8 間座
- 9 抑え金
- 10 内輪
- 11 玉
- 12、12a 玉
- 13 外輪
- 14、14a 外輪軌道
- 15 内輪軌道
- 16、16a 保持器
- 17 主部
- 18 ポケット
- 19 シール装置
- 20 内輪
- 21 外輪
- 22 ノズルリング
- 23 ノズル孔

## 24 給油通路

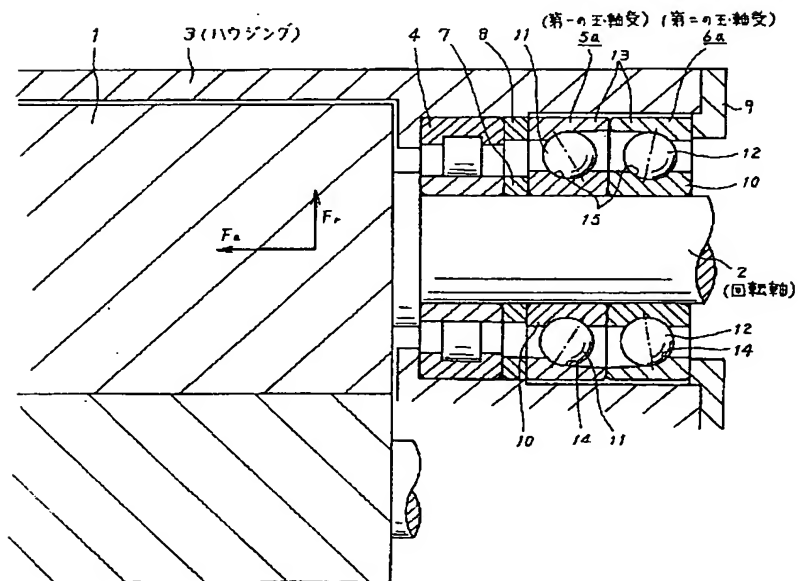
【図1】



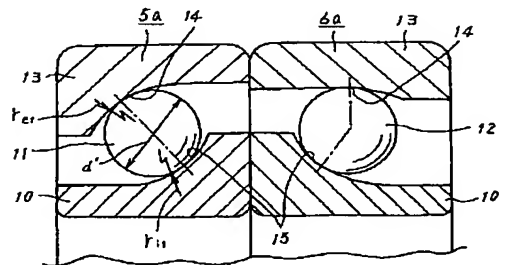
【図2】



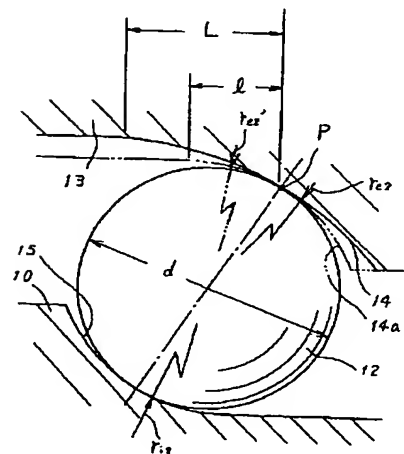
【図3】



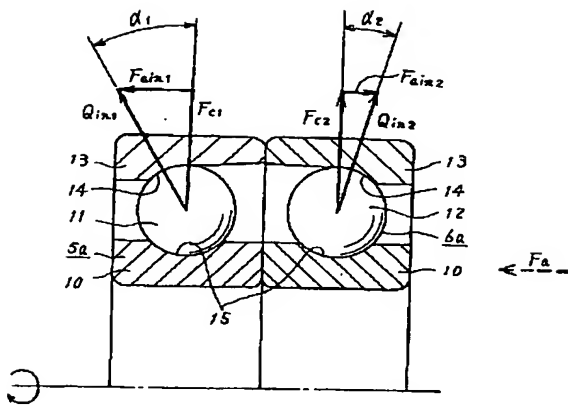
【図5】



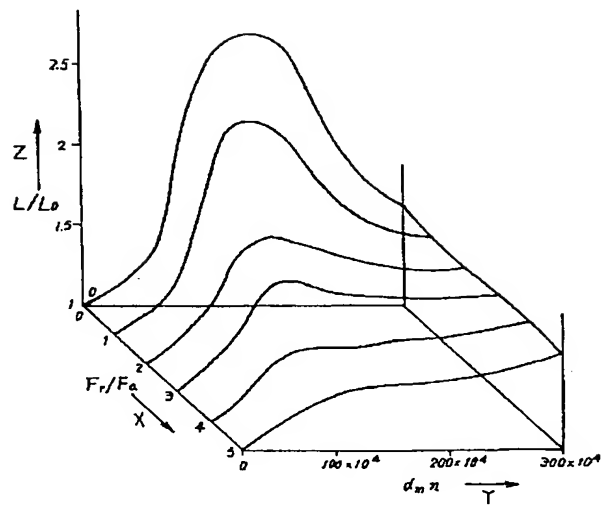
【図7】



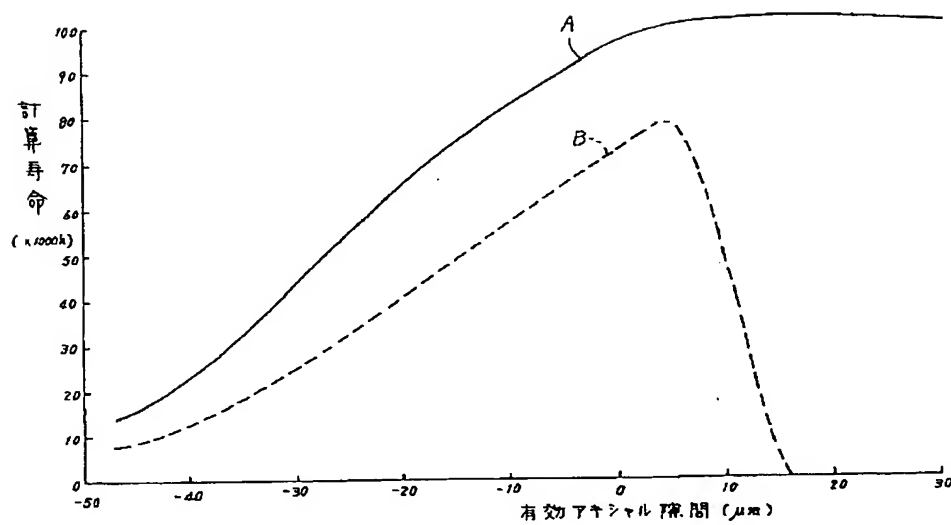
【図 4】



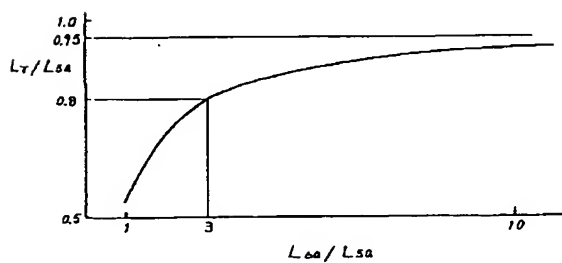
【図 6】



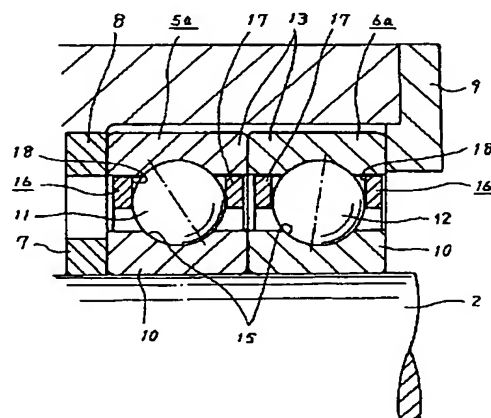
【図 8】



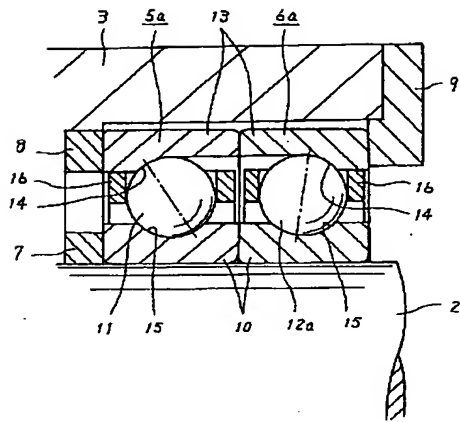
【図 9】



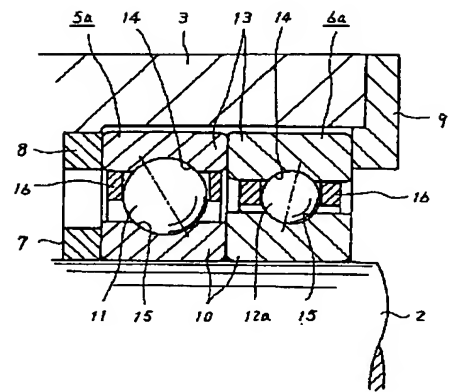
【図 10】



【図 11】



【図 13】



【図 12】

